

УДК 621.436

*Р.А. Варбанец, канд. техн. наук*

## МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ЗАДАЧАХ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВОЙ ДИЗЕЛЬНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

### Введение

Задача повышения эффективности эксплуатации судовой дизельной энергетической установки (СДЭУ) с каждым годом приобретает все большую актуальность. В первую очередь это обусловлено ограничениями норм выбросов в атмосферу окислов серы и азота с отработавшими газами. Приложение VI Конвенции МАРПОЛ 73/78, в котором указаны нормы выбросов NO и SO [1] имеет силу закона с 19 мая 2005 года. Кроме того к внедрению мероприятий по повышению эффективности эксплуатации СДЭУ стимулирует резкое повышение мировых цен на все виды жидкого топлива, которое произошло с 2007 года. Такими мероприятиями являются: повышение эффективности рабочего цикла и улучшение качества сгорания топлива; своевременное и оперативное устранение возникающих в эксплуатации дефектов топливной аппаратуры и механизма газораспределения; обеспечение равномерности работы цилиндров [2].

### Постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами

Из практики эксплуатации СДЭУ известно, что прогрессирующие дефекты топливной аппаратуры отдельных цилиндров приводят к увеличению разницы индикаторных цилиндровых мощностей. Вследствие разницы цилиндровых мощностей возникает разбаланс механических и тепловых нагрузок между цилиндрами двигателя. Для того чтобы не допустить аварии одного, слишком нагруженного цилиндра, вынужденно снижают мощность всего двигателя. Как следствие, - увеличивается удельный эффективный расход топлива [г/кВт\*ч]. Разбаланс

мощностей по цилиндрам увеличивает вибрацию двигателя. Как показано в [3], причиной повышенной вибрации всего двигателя и особенно газотурбокомпрессора, может быть именно значительное различие индикаторных цилиндровых мощностей двигателя. В данном случае, увеличивающаяся вибрация корпуса двигателя и в особенности ГТД, ограничивала эксплуатационную мощность на уровне до 60% от номинальной.

Современные судовые дизели, отвечающие высоким экономическим и экологическим требованиям, рассчитаны на работу в условиях повышенной механической и тепловой напряженности. В этом случае параметрическая диагностика рабочего процесса, включая контроль качества топливоподачи и сгорания топлива в цилиндрах, является особенно актуальной.

Статья подготовлена по результатам научно-исследовательской работы «Розробка теоретичної бази системи моніторингу і діагностики робочого процесу суднових дизелів» (Державний реєстраційний номер 0106 U 001268) согласно плана Министерства образования и науки Украины в 2006 году.

### Постановка задачи исследования

При проведении параметрической диагностики рабочего процесса необходимо решать задачу сопоставления данных реального рабочего процесса и результатов математического моделирования. Так можно осуществить качественный анализ эффективности работы цилиндра и оценить резервы его нагрузки.

При наличии данных мониторинга рабочего цилиндра модель рабочего процесса в нем может быть построена с большей точностью. Полученная математическая модель, в дальнейшем может быть использована для анализа и повышения эффективности рабочего процесса. Для решения этой задачи предлагается использовать метод нелинейной  $n$ -параметрической оптимизации.

### Решение задачи определения коэффициентов математической модели рабочего процесса

Разработанная на кафедре СЭУ и ТЭ ОНМУ математическая модель рабочего процесса базируется на 1-м законе термодинамики:

$$dQ_x = dU + pdV + dQ_w,$$

где  $dQ_x$  - теплота выделенная при сгорании топлива, расходуется на совершение работы газа  $pdV$ , изменяет его внутреннюю энергию  $dU$  и передается в стенки цилиндра  $dQ_w$ .

При моделировании рабочего процесса используется на выбор один из методов оценки тепловыделения в цилиндре: метод И.И. Вибе [4] или трехфазная модель тепловыделения В.С. Семенова - В.И. Квятковского [5]. В процессе решения задачи синхронизации данных [6,9], а также для определения коэффициентов моделирования данных мониторинга предлагается использовать метод нелинейной безградиентной оптимизации Powell'64 [7], позволяющий уточнять значения коэффициентов  $n$ -мерной нелинейной функции.

Эмпирическая зависимость скорости тепловыделения И.И.Вибе выглядит следующим образом:

$$\frac{dx}{d\varphi} = 6.908 \frac{m+1}{\varphi_Z} \left( \frac{\varphi - \varphi_{Pc'}}{\varphi_Z} \right)^m \times \exp \left[ -6.908 \left( \frac{\varphi - \varphi_{Pc'}}{\varphi_Z} \right)^{m+1} \right],$$

где  $m$  - показатель характера сгорания;

$\varphi_{Pc'}$  - угол начала сгорания топлива;

$\varphi_Z$  - продолжительность тепловыделения (интервал угла поворота коленчатого вала на котором сгорает 98.9% впрыснутого топлива).

Расчет рабочего процесса с использованием формулы И.И.Вибе обеспечивает достоверность лишь при точной оценке показателя характера сгорания  $m$  и продолжительности тепловыделения  $\varphi_Z$ . Расчет тепловыделения осуществляется без учета количества топлива впрыснутого за период задержки воспламенения и продолжительности впрыскивания.

Определение  $m$  и  $\varphi_Z$  для конкретного рабочего процесса удобно производить имея запись этого процесса в координатах  $P(\varphi)$  с шагом дискретизации  $\Delta\varphi = 0,5^\circ$  ПКВ [2,3,8]. В этом случае с помощью безградиентного метода оптимизации Powell'64, минимизируется функционал

$$Z = \sum \left[ \frac{P_j - P(\varphi_j, m, \varphi_Z)}{P_j} \right]^2 \Rightarrow \min$$

Другими словами, используя устойчивый алгоритм минимизации нелинейной функции, подбираются значения  $m$  и  $\varphi_Z$  так, чтобы добиться максимального совпадения расчетной и реальной диаграмм  $P(\varphi)$ .

Расчетная диаграмма  $P(\varphi)$ , базирующаяся на 1-м законе термодинамики, получается из решения системы уравнений:

$$\begin{cases} P_{J+1} = \frac{q_0 Q_i \Delta\delta + M_j c_{vj} T_j - 500 P_j (V_{J+1} - V_j) - \Delta Q_w}{0,5(V_{J+1} - V_j) + c_{vj+1} V_{J+1} / R} 10^{-3} \\ T_{J+1} = \frac{P_{J+1} V_{J+1}}{R M_{J+1}} \\ \Delta x = 0,5 \left[ \left( \frac{dx}{d\varphi} \right)_J + \left( \frac{dx}{d\varphi} \right)_{J+1} \right] \Delta\varphi \end{cases}$$

где  $P_{J+1}, T_{J+1}$  - давление и температура в  $J+1$  точке;

$\Delta x$  - доля теплоты, выделившейся на расчетном уча-

стке;  $q_{ц}, Q_H$  - цикловая подача топлива и низшая теплота его сгорания;  $M_{J}, c_{Vj}$  - число молей и теплоемкость газа в цилиндре на расчетном участке;  $V_J, V_{J+1}$  - объемы цилиндра в начале и в конце расчетного участка;  $\Delta Q_w$  - потеря теплоты в стенке цилиндра;  $R = 8.31(44)$  Дж/(моль·К) - универсальная газовая постоянная (постоянная Менделеева);

Необходимо отметить, что при расчете изохорных теплоемкостей  $C_{VJ}, C_{VJ+1}$ , в отличие от принятой ранее [5] однопараметрической линейной зависимости  $C_V = f(T)$ , использовалась более точная методика, базирующаяся на зависимости теплоемкости не только от температуры, но и от давления [10]:

$$C_V = f(T, P)$$

Согласно [10], учет давления при расчете изохорной теплоемкости воздуха актуален в зоне низких и средних температур (до 800К). Именно в этом температурном диапазоне происходит процесс сжатия в цилиндре. Таким образом, при расчете процесса сжатия переход на более сложную зависимость  $C_V = f(T, P)$  позволяет уточнить расчет рабочего цикла перед началом сгорания и получить более корректную модель рабочего процесса в целом. Для процесса сжатия, где различие в методах расчета максимально, процентная погрешность в определении  $C_V$  смеси воздуха и продуктов сгорания может быть определена по формуле:

$$\Delta C_{см} = 100 * \frac{[\alpha(1+\gamma_r) - \gamma_r] * [C'_{[1,2]} - C'_{[3,6]}]}{\gamma_r C_V + [\alpha(1+\gamma_r) - \gamma_r] * C'_{[3,6]}}$$

где  $\alpha$  - коэффициент избытка воздуха;  $\gamma_r$  - коэффициент остаточных газов;  $C_V$  - теплоемкость продуктов сгорания.

В диапазоне температур и давлений процесса сжатия  $\Delta C_{см} = 7..10\%$ .

Альтернативой метода И.И.Вибе является метод В.С.Семенова - В.И.Квятковского, в котором используется трехфазная модель тепловыделения в

цилиндре [5]. Указанные выше параметры  $m$  и  $\varphi_Z$  включены в расчетные уравнения. Метод В.С.Семенова - В.И.Квятковского базируется на предположении о том, что наиболее общим видом кривой тепловыделения является кривая с тремя (в частных случаях с двумя или с одним) максимумами. Такой закон промоделирован авторами с помощью нагрузочных критериев, которые непосредственно связаны с массами топлива, впрыснутого за период задержки самовоспламенения и за весь процесс впрыска топлива. Относительная скорость тепловыделения представляется зависимостью:

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{A_1}{\varphi_1} k_1 e^{-0,5k_1^2} + \frac{A_2}{\varphi_2} k_2 e^{-0,5k_2^2} + \frac{A_3}{\varphi_3} k_3 e^{-0,5k_3^2};$$

где  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  - смещения максимумов скорости тепловыделения на каждой из трех фаз;  $A_1, A_2, A_3$  - коэффициенты, рассчитываются через нагрузочные критерии:

$$A_1 = \frac{181,4}{P_H} P_{H1}^2 \frac{\varphi_1}{\varphi_i};$$

$$A_2 = \frac{0,01}{P_H} P_{H2}^{0,5} \varphi_2;$$

$$A_3 = \frac{0,01}{P_H} P_{H3}^{0,5} \varphi_3;$$

В случае применения метода В.С.Семенова - В.И.Квятковского можно произвести более точное моделирование рабочего процесса и оценку индикаторных показателей цилиндра. В этом случае безградиентный метод оптимизации Powell'64 используется для уточнения нагрузочных критериев  $P_H, P_{H1}, P_{H2}, P_{H3}$ . Начальные значения нагрузочных критериев рассчитываются согласно [5]:

$$P_H = \frac{q_u}{\rho_s V_a};$$

$$P_{H1} = P_H \frac{q_{\tau}}{q_{ц}};$$

$$P_{H2} = \frac{q_2}{\rho_s V_a};$$

$$P_{H3} = \frac{q_3}{\rho_s V_a};$$

где  $\rho_S$  - плотность надувочного воздуха;  $V_A$  - объем цилиндра в начале сжатия;  $q_\tau$  - масса топлива, впрыснутого за период задержки самовоспламенения  $\tau_i$ ;  $q_2, q_3$  - массы топлива, сгоревшие на второй и третьей фазе процесса сгорания.

Для оценки большинства из приведенных величин существуют эмпирические зависимости, причем все они достаточно сильно отличаются у разных авторов [4,5]. Например, при расчете тепловыделения по методу В.С. Семенова - В.И. Квятковского, логично период задержки самовоспламенения также оценивать по формуле В.С. Семенова, поскольку этот метод проектировался с ее использованием:

$$\tau_i = \frac{103}{(c_m P_{ВП})^{0,635} T_{ВП}^{0,294}};$$

$$\varphi_{\tau_i} = 6n\tau_i.$$

где  $c_m = Sn/30$  - средняя скорость поршня;  $S, n$  - ход поршня [м] и частота вращения коленчатого вала [мин<sup>-1</sup>];  $P_{ВП}, T_{ВП}$  - давление и температура в цилиндре в момент впрыска топлива.

Кроме формулы В.С.Семенова существуют ряд эмпирических зависимостей для определения  $\tau_i$ : формулы Н.В. Иноземцева, А.И. Толстова, А. Пиншингера и др.[4,5]. Все эти зависимости выведены авторами на базе анализа экспериментальных данных конкретных типов ДВС.

В данном случае имеет смысл использовать каждую эмпирическую формулу для оценки начального значения величины  $\tau_i$  в методе  $n$ -параметрической оптимизации нелинейного функционала. Имея экспериментально полученную зависимость  $P(\varphi)$  можно добиться максимального совпадения с ней  $n$ -параметрической модели в результате минимизации функционала от нескольких переменных, например:

$$Z = \sum \left[ \frac{P_j - P(\varphi_j, \Pi_{H1}, \Pi_{H1}, \Pi_{H1}, \tau_i)}{P_j} \right]^2 \Rightarrow \min$$

Поскольку метод нелинейной оптимизации Powell'64 теоретически не имеет ограничений на количество переменных минимизируемого функционала, можно уточнять сразу несколько параметров. Важным условием качественного моделирования является удачный подбор начальных значений, для чего можно воспользоваться всеми приведенными выше эмпирическими зависимостями. Необходимо учитывать то, что метод Powell'64 – безградиентный, т.е. не использует частные производные по искомым величинам, что замедляет поиск по сравнению с градиентными методами (например, методом наискорейшего спуска). Время работы метода возрастает при увеличении количества оптимизируемых параметров, при уменьшении требуемой точности поиска минимума функционала и при задании неточных начальных значений искомым величинам коэффициентов модели.

#### Выводы и перспективы дальнейших исследований в данном направлении

1. Коэффициенты математической модели рабочего процесса могут быть рассчитаны с помощью методов нелинейного программирования, что позволит повысить точность моделирования.

2. В качестве дальнейших исследований, целесообразно определить области использования различных методов расчета тепловыделения в цилиндре. Очевидно, что метод профессора В.С.Семенова, как более совершенный и сложный в реализации, должен давать более реалистичную модель рабочего процесса. Однако, возможные неточности в расчете большего количества эмпирических коэффициентов могут испортить качество моделирования. Метод оценки тепловыделения И.И. Вибе, в основном зависящий от точности задания двух параметров  $m$  и  $\varphi_Z$ , вероятно, может давать более устойчивые результаты моделирования для некоторых типов ДВС, что и целесообразно оценить в дальнейшем.

**Список литературы:**

1. Приложение VI к МАРПОЛ 73/78. Правила предотвращения загрязнения атмосферы с судов / ЦНИИМФ: СПб, 2004.-80 с. 2. Варбанец Р.А. Системы компьютерной диагностики судовых дизелей // Судостроение.-2004.-№6.-С.24-27. 3. Варбанец Р.А., Ивановский В.Г. Система разделенного мониторинга D3.2H, определение параметров рабочего процесса СДВС МАК М25 // Збірник наукових праць. Вип.1(7),- Севастополь: Севастопольський ВМІ ім..П.С.Нахімова, 2005.- С. 145 – 153. 4. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. М.: Машгиз, 1962. - 272 с. 5. Семенов В.С. Современные проблемы теории судовых дизелей / В.С.Семенов. – М.: В/О «Мортехинформреклама», 1991. – 112 с. 6. Варбанец Р.А. Синхронизация данных при индексировании СДВС // Збірник наукових праць. Вип..2(8), - Севастополь: Севастопольський ВМІ ім..П.С.Нахімова, 2005. – С.255-258. 7. An efficient method for finding the minimum of a function of several variables without calculating derivatives. Powell M.J.D., Computer J.,1964, №7, p.155. 8. Варбанец Р.А. Параметрическая диагностика дизелей SBV6M540 и Pegaso 9156 // Авіаційно-космічна техніка і технологія. Харків: ХАІ. 2006. - №8(34). – с 144-148. 9. Варбанец Р.А., Морозов А.И., Михайлов Д.Ю. Определение фазы начала сгорания топлива в задачах математического моделирования рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. - №2(49). – С.65-72. 10. Варбанец Р.А. Уточнение формулы средней теплоемкости газов в расчете рабочего процесса дизеля с учетом динамики тепловыделения // Вісник Одеського державного морського університету 2006.-№20 –с. 173-179.

УДК. 621.43: 62-66: 62-62

**Е.В. Белоусов, канд. техн. наук, Т.П. Белоусова, инж.**

**ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ НА ХАРАКТЕР ПРОТЕКАНИЯ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ТВЕРДОТОПЛИВНОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ**

**Актуальность проблемы**

Стремительный рост цен на нефть, произошедший за несколько последних лет, усилил интерес к проблеме поиска альтернативных топлив для ДВС.

Как один из альтернативных вариантов решения проблемы расширения топливной базы поршневых ДВС, в настоящее время рассматривается возможность использования в качестве моторного топлива углей различных сортов и суспензии на их основе.

Комплексный подход к решению проблемы требует разработки новых методов прямого сжигания твердых топлив в поршневых двигателях, которые бы позволяли реализовать в них наиболее эффективные термодинамические циклы. К числу таких методов можно отнести слоевое сжигание твердых топлив с принудительной управляемой продувкой слоя. Исследование различных факторов, влияющих на рабочий процесс твердотопливных

поршневых двигателей (ТТПД) со слоевым сжиганием топлива, позволит на практике реализовать в них наиболее рациональные термодинамические циклы. К числу неисследованных факторов относится влияние на основные параметры рабочего процесса двигателя степени сжатия заряда в рабочем цилиндре. Исследованию этого вопроса и посвящена данная статья.

**Анализ литературных источников**

Современная теория ДВС говорит о том, что повышение степени сжатия приводит к возрастанию термического КПД цикла. В бензиновых двигателях максимальное значение степени сжатия, как правило, ограничено детонационной стойкостью топлива, в дизелях ростом механических потерь, связанных с увеличением нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма [1]. Особенности конструкции ТТПД позволяют предположить, что для данного